



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift
⑩ DE 195 28 565 A 1

⑤1 Int. Cl.⁸:
B 60 G 17/08
B 60 G 21/10

②1 Aktenzeichen: 195 28 565.4
②2 Anmeldetag: 3. 8. 95
④3 Offenlegungstag: 8. 2. 96

DE 195 28 565 A 1

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1
05.08.94 IT TO94A000654

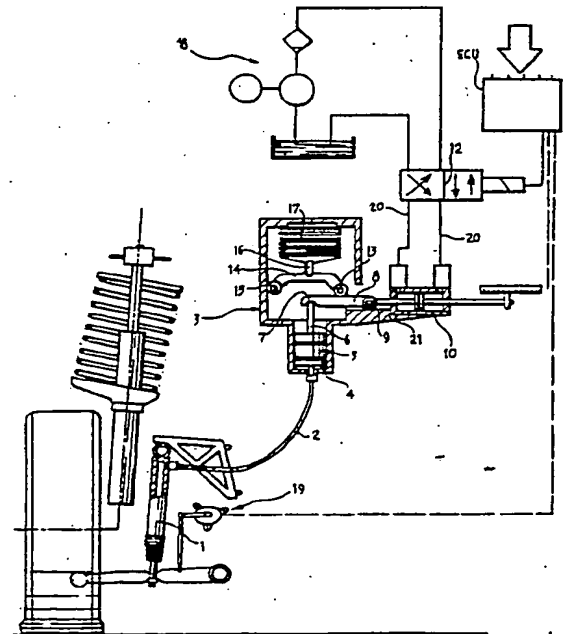
⑦1 Anmelder:
Magneti Marelli S.p.A., Mailand/Milano, IT

⑦4 Vertreter:
J. Strasse und Kollegen, 81541 München

⑦2 Erfinder:
Sola, Cesare, Valperga Caluso, Turin/Torino, IT;
Amisano, Fabrizio, Turin/Torino, IT; Molari, Aurelio,
Pino Torinese, Turin/Torino, IT

⑤4 Integriertes aktives/passives Aufhängungssystem für ein Kraftfahrzeug

⑤7 Ein integriertes aktives und passives Aufhängungssystem, bei dem ein hydraulischer Übertrager (1), der mit einem Arm der Aufhängung anstelle einer Stabilisierungsstange verbunden ist, mit einer hydraulischen Kraftgeneratoreinheit (3) verbunden ist, die im Betrieb den vom hydraulischen Übertrager (1) erzeugten hydraulischen Druck variierbar zwischen einem Stapel vorgespannter Belleville-Federn (17) und einem festem Hebeldrehpunkt (9) aufteilt, um den von seiner aktiven Komponente getragenen prozentualen Anteil der Last auf die Aufhängung zu verändern und auf diese Weise die durch Lastwechsel verursachten Bewegungen der Aufhängung zu "beseltigen".



DE 195 28 565 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 12. 95 508 066/485

14/28

Die vorliegende Erfindung betrifft allgemein aktive Aufhängungssysteme für Kraftfahrzeuge, und insbesondere ein integriertes aktives und passives Aufhängungssystem für ein Kraftfahrzeug, insbesondere für einen Kraftwagen.

Fahrzeugaufhängungssysteme sind typischerweise derart konstruiert und gebaut, daß sie folgende Funktionen erfüllen:

- 1) Minimierung von Beschleunigungen und Bewegungen der Fahrzeugkarosserie, die von Unebenheiten der Straßenoberfläche herrühren, so daß während der Fahrt für den Fahrzeugführer und die Passagiere Komfort gewährleistet ist.
- 2) Sicherstellung einer maximalen Lenkbarkeit und Manövrierbarkeit des Fahrzeuges als Folge einer guten Straßenlage oder -haftung. Im folgenden soll der Begriff der maximalen Straßenhaftung als Minimierung der Schwankungen der vertikalen Kraft auf den Boden, die zwischen dem Reifen und der Straßenoberfläche auftreten, verstanden werden.
- 3) Zurechtkommen mit Lastwechseln, d. h. mit den vertikalen Lasten, die durch Beschleunigungs-, Brems- und Lenkvorgänge auf die Räder einwirken und in Kippbewegungen sowie Rollbewegungen der Fahrzeugkarosserie umgesetzt werden.
- 4) Tragen der stationären Lasten des Fahrzeuges, beispielsweise des Gewichts der aufgehängten Masse, des Gewichts der Passagiere, des Gepäcks, sowie aerodynamische Kräfte.

Moderne passive Aufhängungen, die in der überwiegenden Zahl der gegenwärtig hergestellten Kraftwagen noch in breitem Umfang verwendet werden, sind in der Lage, alle vier der voranstehend aufgeführten Funktionen zu erfüllen. Sie erfüllen diese Funktionen jedoch nur dank eines Kompromisses zwischen den Merkmalen einer elastischen Steifigkeit (die normalerweise durch ein elastisches Element, beispielsweise eine mechanische Feder gewährleistet wird) und eine proportionale Dämpfung der Aufhängung (normalerweise mittels hydraulischer Stoßdämpfer).

Die Wahl der Steifigkeit hängt vor allem mit dem Erfordernis der Erfüllung der voranstehend erwähnten Funktionen 3) und 4) zusammen, wobei die Aufhängungen mit Lastwechseln und unterschiedlichem Zuladung des Fahrzeuges zurechtkommen müssen, wobei starke Bewegungen der Aufhängung vermieden werden. Dies bedeutet, daß im Normalfall der gewählte Steifigkeitswert den Funktionen 1) und 2) abträglich ist, für die die Wahl eines geringeren Steifigkeitsgrades vorteilhaft wäre.

Hieraus ergibt sich die Bedeutung des Dämpfungsfaktors, der erforderlich ist, um die unterschiedlichen funktionellen Anforderungen, wie sie in den voranstehenden Punkten 1), 2) und 3), 4) zum Ausdruck gebracht wurden, miteinander in Einklang zu bringen.

Dieser Faktor kann jedoch nur in einem gegebenen dynamischen Bereich einen Beitrag leisten. Von der proportionalen Dämpfungswirkung ausgeschlossen sind diejenigen quasi-stationären Phänomene, die durch die elastischen Elemente der Aufhängung reguliert werden, und hochgradig dynamische Phänomene (d. h. hochfrequente Phänomene), innerhalb deren Bereich die gegenwärtig benutzten einfachen und zuverlässigen Dämpfungselemente nicht operieren können. Das Dämpfen

von hochgradig dynamischen Phänomenen wird Elementen verschiedener Typen überlassen, wie Buchsen und Blöcken, bei denen Elastomerwerkstoffe als Dämpfungselemente eingesetzt werden.

Ein erheblicher Fortschritt bei der Optimierung der verschiedenen funktionellen Anforderungen an Aufhängungen wurde durch Aufhängungen erzielt, die mit einer Adaptivsteuerung des Dämpfungsfaktors in Echtzeit versehen sind. Dies ermöglicht, noch im Bereich der vorher erläuterten Begrenzungen hinsichtlich des Dämpfungsfaktors, eine direkte Steuerung des Kraftaustausches zwischen dem Rad und der Karosserie des Fahrzeuges mit sich daraus ergebenden Vorteilen bezüglich der Funktionen 1) und 3).

Es ist interessant zu bemerken, daß Dämpfungssteuerungsstrategien in Echtzeit häufig, im Verlauf des Bewegungszyklus der Aufhängung, der durch Unebenheiten in der Straßenoberfläche induziert wird, dazu führen, daß die durch die Bewegung der Aufhängungsfeder erzeugte Bewegung der Kraft des Stoßdämpfers entgegengesetzt wird.

Dies bestätigt, daß die elastische Steifigkeit der primäre Faktor bei der Übertragung von dynamischen Belastungen von der Straße auf die Fahrzeugkarosserie ist. Eine Verringerung dieser Belastungen läßt sich durch eine Verringerung der Steifigkeit des elastischen Elementes herbeiführen, jedoch mit den entsprechenden Nachteilen für die in den Punkten 3) und 4) erläuterten funktionellen Anforderungen.

Bei aktiven Aufhängungen der langsamen Typs (dem sogenannten langsam-aktiven Konzept) wird der Kompromiß zwischen diesen gegensätzlichen Anforderungen dadurch erreicht, daß eine Feder mit verringert er Steifigkeit in Reihe mit einem hydraulischen Stellglied angeordnet wird, dessen Aufgabe es ist, Bewegungen der Feder, die auf die stationären Lasten und Lastwechsel zurückzuführen sind, zu kompensieren. Diese Lösung hat jedoch einen Nachteil aufgrund der Tatsache, daß die vollständige Kompensation der Lastwechsel eine hohe Leistungsabsorption erfordert.

Bei dem Konzept der vollständig aktiven Aufhängung (der sogenannten voll-aktiven Aufhängung) werden die Funktionen der elastischen Faktoren und Dämpfungsfaktoren virtuell durch doppelt-wirkende hydraulische Stellglieder gewährleistet (es gibt keine passiven Dämpfungselemente und elastischen Elemente mehr). Bei einem System dieses Typs erfordert die Handhabung von Lastwechseln keine erhöhte Leistungsabsorption; um jedoch die Absorption der Unregelmäßigkeiten der Straßenoberfläche sicherzustellen, benötigt das gesamte hydraulische Regelsystem für die Stellglieder eine hohen Durchlaßbereich und die zentrale Steuereinheit des Systems muß eine hohe Rechenkapazität haben. Daher ist die Architektur von Aufhängungen nach dem voll-aktiven Konzept äußerst kostspielig und hat dennoch einen sehr hohen Bedarf an hydraulischer Leistung.

Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, ein integriertes aktives und passives Aufhängungssystem bereitzustellen, mit dem alle voranstehend aufgezählten Probleme zufriedenstellend gelöst werden können.

Gemäß vorliegender Erfindung wird diese Aufgabe durch ein integriertes aktives und passives Aufhängungssystem gelöst, das die Merkmale hat, die in den auf die vorliegende Beschreibung folgenden Ansprüchen angegeben sind.

Weitere Vorteile und Merkmale der vorliegenden Er-

findung ergeben sich aus der nachstehenden detaillierten Beschreibung unter Bezugnahme auf die beigelegten Zeichnungen, die lediglich beispielhaften Charakter haben und daher die Erfindung nicht einschränken sollen.

Es zeigen

Fig. 1 eine nicht maßstabsgetreue schematische Darstellung, zum Teil im Schnitt, der wesentlichen Elemente des Systems gemäß vorliegender Erfindung;

Fig. 2 und 3 schematische Darstellungen, zum Teil im Schnitt, einiger Komponenten des Systems aus Fig. 1 in zwei verschiedenen Betriebszuständen; und,

Fig. 4 und 5 zwei schematische Darstellungen, die ein Betriebsmerkmal des erfindungsgemäßen Systems zeigen.

Die vorliegende Erfindung umfaßt im wesentlichen eine neue Aufhängungsarchitektur, bei der die aktive Komponente, d. h. der Teil der Aufhängung, für dessen Betätigung externe Leistungszufuhr benötigt wird, nicht in Reihe, sondern vielmehr parallel mit der passiven Komponente der Aufhängung angeordnet ist. Nachstehend wird der Einfachheit halber nur ein einziges Aufhängungssystem erläutert, obgleich das erfindungsgemäße System natürlich eine Vielzahl von Aufhängungen umfaßt (typischerweise vier, d. h. eine für jedes Rad des Kraftfahrzeuges).

Die aktiven und passiven Komponenten der Aufhängung erfüllen im wesentlichen getrennte funktionelle Anforderungen, im einzelnen:

- die passive Komponente (elastische Steifigkeit plus proportionale Dämpfung): erfüllt die in den obenstehenden Punkten 1) und 2) erläuterten Funktionen
- die aktive Komponente: erfüllt die in den obenstehenden Punkten 3) und 4) erläuterten Anforderungen.

Da die passive Komponente der Aufhängung ausschließlich die in den Punkten 1) und 2) erläuterten Funktionen erfüllen muß, unterscheidet sich die Wahl der optimalen Werte für Steifigkeit und Dämpfung erheblich von derjenigen, wie sie bisher für Aufhängungen aus dem Stand der Technik getroffen wurde. Insbesondere kann die elastische Steifigkeit erheblich geringer ausfallen, um die Energiemenge zu verringern, die aufgrund der Unebenheiten in der Straßenoberfläche an die Fahrzeugkarosserie übertragen werden.

Die Bedeutung des Dämpfungsfaktors erhöht sich überdies weiter, da er eine wichtigere Rolle bei der Optimierung der Leistung der Aufhängung selbst einnimmt. Es besteht des weiteren die Möglichkeit einer adaptiv gesteuerten Dämpfung, sogar in Echtzeit, mit der Möglichkeit zur weiteren Verbesserung der Leistung der Aufhängung.

Soweit die aktiven Komponenten der Aufhängung betroffen sind, ist in der vorliegenden Erfindung eine direkte Regelung der zwischen dem Rad und der Karosserie aufgrund der Lastwechsel und Schwankungen des Ladungsgewichtes auf dem Fahrzeug ausgetauschten Kräfte vorgesehen. Die aktive Komponente soll gegenüber Bewegungen der Aufhängung empfindlich sein, mit Merkmalen, die im wesentlichen gleich derjenigen einer passiven Aufhängung mit elastischer Steifigkeit und Dämpfungsfaktor gleich Null sind.

Insbesondere muß die aktive Komponente die folgenden Funktionen erfüllen:

- Sicherstellung der Lage des Kraftwagens im stationären Zustand bei Schwankungen stationärer vertikaler Lasten,
- Kompensation der Lastübertragung zwischen der Vorderaufhängung und der Hinteraufhängung aufgrund von Beschleunigungen in Längsrichtung,
- Kompensation der Lastübertragung zwischen der Aufhängung an der Innenseite einer Kurve und der Aufhängung an der Außenseite einer Kurve aufgrund von Beschleunigungen in seitlicher Richtung, (in Kurven),
- Regelung der relativen Aufteilung der Übertragung von Last aufgrund von seitlich gerichteten Beschleunigungen zwischen Vorder- und Hinterachse, um einem Über-/Untersteuern des Kraftfahrzeuges in Kurven entgegenzuwirken und zu regeln.

Die passive Komponente muß optimiert sein, um die auf die Karosserie wirkenden Beschleunigungskräfte und die Schwankungen der Grundlast mittels einer Verringerung der Steifigkeit der mechanischen Feder, im Vergleich zu passiven Aufhängungen aus dem Stand der Technik, und, einer Anpassung der Dämpfungswerte des Stoßdämpfers zu verringern.

Die den aktiven Komponenten der Aufhängung zugewiesenen, voranstehend aufgeführten Funktionen werden durch einen Kraftgenerator gewährleistet, dessen Aufgabe darin besteht, eine variable Kraft zwischen dem Rad und der Karosserie zu erzeugen, die von einer zentralen elektronischen Steuereinheit geregelt und gesteuert wird, welche im Fahrzeuginneren vorgesehen ist, wobei diese Kraft in hohem Maße vom Betriebszustand der Aufhängung (Kompression und Geschwindigkeit) unabhängig sein muß.

In Fig. 1 ist für eine Mono-Aufhängung (d. h. eine unabhängige Aufhängung für ein einzelnes Rad) ein hydraulisches System gezeigt, das in der Lage ist, die erwähnte variable Kraft bereitzustellen. Dieses System umfaßt:

- einen hydraulischen Kraftübertrager 1,
- einen hydraulischen Kraftgenerator, der in einem Kasten oder Gehäuse 3 untergebracht ist,
- eine hydraulische Versorgungseinheit 18, die aus einer Pumpe, einem Vorratsbehälter und einem Akkumulator besteht,
- einen Sensor 19 zur Erfassung der Höhe des Kraftfahrzeuges,
- einen Hydraulikkreis 2 (abgedichtet oder anderen Typs) zur Übertragung von Lasten,
- einen Hydraulikkreis 20, der die hydraulische Versorgungseinheit 18 mit der Kraftgeneratoreinheit 3 verbindet.

Der hydraulische Übertrager 1, der im wesentlichen aus einem ölgefüllten Zylinder und einem Kolben besteht, ist zwischen der Fahrzeugkarosserie und einem Arm oder einer Strebe der Aufhängung derart eingefügt, daß Schwankungen der Position des Rades bezüglich der Karosserie sich in Schwankungen des Innenvolumens des hydraulischen Übertragers 1 niederschlagen, mit entsprechendem Einsaugen bzw. Ausstoßen von Öl.

In einer gegenwärtig als bevorzugt erachteten Ausführungsform ist eine Stabilisierungsstange, die ursprünglich Teil des Fahrzeugs war, durch den hydraulischen Übertrager 1 ersetzt, der mit dem Arm oder der Strebe der Aufhängung an derselben Stelle verbunden

ist, an der das Glied der Stabilisierungsstange normalerweise befestigt ist. Das andere Ende des hydraulischen Übertragers 1 ist über eine Schwenkverbindung mit der Karosserie eines Fahrzeuges verbunden, wie in Fig. 1 zu sehen ist.

Erforderlichenfalls kann aufgrund seiner Größe der hydraulische Übertrager 1 in der Stange eines Stoßdämpfers des Typs MacPherson positioniert werden.

Während einer Auslenkung des Rades bezüglich der Karosserie wird das im hydraulischen Übertrager 1 enthaltene Öl mittels eines biegsamen Schlauches in die im oben erwähnten Gehäuse 3 untergebrachte Kraftgeneratoreinheit geleitet, und insbesondere in einen Zylinder 4 mit einem Kolben 5. Die Dimensionen des Zylinders 4 sind so bemessen, daß er ein Ölvolumen aufnehmen kann, welches durch Hübe in einer Größenordnung von (typischerweise) 150—200 mm des Kolbens des hydraulischen Übertragers 1 mit einer Verschiebung des Kolbens 5 von ein paar Millimetern erzeugt wird.

In dem in Fig. 1 dargestellten spezifischen Fall wird, wenn das Rad bezüglich der Fahrzeugkarosserie hochgeht, und daher die passive Aufhängung und den hydraulischen Übertrager 1 zusammendrückt, Öl aus diesem letztgenannten ausgestoßen und in die Kraftgeneratoreinheit 3 geleitet. Natürlich verhält es sich umgekehrt, wenn das Rad bezüglich der Fahrzeugkarosserie heruntergeht.

Auf den Kolben 5 wirkt eine Druckstange 6 ein, die als Verbindung dient. Das andere Ende der Druckstange 6 ist über eine Schwenkverbindung 7 an einem Ende eines Hebels 8 befestigt. Am anderen Ende des Hebels 8 befindet sich sein Hebeldrehpunkt 9, der über ein doppelt-wirkendes hydraulisches Stellglied 10 entlang einer linearen Führung 21, die am Gehäuse 3 verankert ist, verschiebbar ist. Alternativ kann eine Vorbelastungsfeder für die Rückkehrbewegung eingesetzt werden, wenn nur ein einfach wirkendes Stellglied verwendet werden soll.

Ein Ende des Hebels 14 wirkt über eine Rolle 13 auf den Hebel 8 ein; das andere Ende des Hebels 14 ist an einem festen Punkt 15 am Gehäuse 3 gelagert. An einer Zwischenstelle des Hebels 14 übt ein Federstapel 17 des vorgespannten Belleville-Typs eine Schubkraft über eine Kugel oder eine Druckstange 16 aus.

Alle beschriebenen Teile, mit Ausnahme des hydraulischen Übertragers 1, sind am abgedichteten Gehäuse 3 befestigt und werden von diesem getragen. Es ist des weiteren zu betonen, daß durch die aktive Komponente keine architektonischen Modifikationen der passiven Komponente der Aufhängung erforderlich werden, die daher herkömmlicher Natur sein kann.

Jedesmal, wenn durch Bewegung der Aufhängung Öl vom (bzw. an den) hydraulischen Übertragerzylinder 1 an den (bzw. vom) Zylinder 5 übertragen wird, wird die Druckstange 6 verschoben und die Hebel 8 und 14 drücken den Federstapel 17 zusammen (bzw. ziehen ihn auseinander). Da die Belleville-Federn 17 bei einer Veränderung der Verschiebung des Kolbens 5 eine in etwa konstante Last liefern, ist die von ihnen erzeugte Kraft unabhängig von der Position, zumindest in erster Näherung. Was die Auswirkungen von Unebenheiten der Straßenoberfläche anbelangt, kann daher die aktive Komponente der Aufhängung als Aufhängung mit elastischer Steifigkeit und Dämpfung gleich Null betrachtet werden. Wird der Hebeldrehpunkt 9 des Hebels 8 nach rechts verschoben, wie in Fig. 2 gezeigt, dann wird die vom Federstapel 17 erzeugte Kraft in größerem Umfang (Vergrößerung des Hebelarmes) an den Kol-

ben 5 und daher an den hydraulischen Übertrager 1 übertragen.

Eine Verschiebung des Hebeldrehpunktes 9 nach links, siehe Fig. 3, erzeugt andererseits eine Verringerung der an den hydraulischen Übertrager 1 übertragenen Kraft bis auf einen Nullwert, wenn die Rolle 13 und der Hebeldrehpunkt 9 in derselben vertikalen Ebene liegen (dadurch, daß dies den Hebelarm gleich Null setzt).

Eine Verschiebung des Hebeldrehpunktes 9 wird durch das hydraulischen Stellglied 10 verursacht, von einem oder zwei Magnetventilen 12 mit proportionaler Flußrate gesteuert, die von der hydraulischen Versorgungseinheit 18 gespeist werden. Es versteht sich, daß möglicherweise Stellglieder anderen Typs als desjenigen des hydraulischen Stellglieds 10 verwendet werden können, um die Verschiebung des Hebeldrehpunktes 9 für die Zwecke der vorliegenden Erfindung zu bewirken.

Somit ist es durch eine Verschiebung des Hebeldrehpunktes 9 möglich, den Anteil oder Prozentsatz der vom Stapel Belleville-Federn 17 ausgeübten Kraft zu verändern, die an den zwischen der Fahrzeugkarosserie und dem Aufhängungsarm angeordneten hydraulischen Übertrager 1 übertragen wird. Dementsprechend wird der Teil der auf die Aufhängung wirkenden Last, der von der aktiven Komponente der Aufhängung selbst gehalten wird, verändert.

Mögliche Veränderungen der Last auf die Aufhängung können auf diese Weise von der aktiven Komponente absorbiert werden, mittels einer Steuerung der zwischen dem Rad und der Karosserie ausgetauschten Kraft über den hydraulischen Übertrager 1. Es ist somit möglich, die Bewegungen der Aufhängung zu verringern oder auszuschalten, die derartige Veränderungen der Last bei einer ausschließlich passiven ähnlichen Aufhängung herkömmlicher Art verursachen würden.

Die für diese Anmeldung interessierenden Faktoren, die für Veränderungen der auf die Aufhängung wirkenden Last verantwortlich sind, sind zum Beispiel:

- Veränderungen des Zuladungsgewichts (Anzahl der Passagiere, Gepäck),
- aerodynamische Kräfte, (abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit),
- Trägheitskräfte, die sich aus den Beschleunigungen in seitlicher Richtung (in Kurven) und längsgerichteten Beschleunigungen (Beschleunigung und Bremsung) ergeben.

Um zu verhindern, daß die Aufhängung in den voranstehend erwähnten Fällen unerwünschten Bewegungen ausgesetzt ist, muß die aktive Komponente der Aufhängung von einer elektronischen zentralen Steuereinheit ECU gesteuert werden. Die elektronische zentrale Steuereinheit ECU ist natürlich so aufgebaut, daß sie die Magnetventile 12 auf eine Art und Weise steuert, daß die von der aktiven Komponente der Aufhängung getragene Last verändert wird, wie voranstehend beschrieben. Zur Ausführung dieser Funktion benötigt die elektronische zentrale Steuereinheit ECU jedoch Informationen über den Zustand der Aufhängung und die auf sie einwirkenden Kräfte. Diese Informationen können durch Sensoren und/oder Wandler der im Stand der Technik bekannten Art erhalten werden.

Was die in den Punkten 1) und 2) angesprochenen Veränderungen der stationären Kraft anbelangt, so ist es vorteilhaft, einen Sensor 19 zur Bestimmung der Hö-

he der Karosserie zu verwenden, der ermöglicht, Abweichung niedriger Frequenz von einem Soll-Wert der Höhe des Rades bezüglich der Karosserie oder dem Chassis des Fahrzeuges zu bestimmen und diesen Soll-Wert durch entsprechende Steuerung der aktiven Komponenten der Aufhängung wieder einzustellen.

Hinsichtlich der Veränderungen der Last aufgrund von Trägheitskräften ist es relativ leicht, sie durch einfache mathematische Gleichungen in Betracht zu ziehen, aus denen sich unmittelbar die Größe der von den Rädern an der Innenseite einer Kurve an die Räder an der Außenseite einer Kurve übertragenen Last ergibt (siehe Fig. 4) im Falle einer Bewegung in einer Kurve und von einer Vorder- bzw. Hinterachse an die jeweils andere Achse im Falle eines Beschleunigungs- oder Bremsvorganges (siehe Fig. 5).

Mit Bezug auf Fig. 4 ist das Rollmoment MR gegeben durch

$$MR = M \cdot a_y \cdot h$$

wobei M die Gesamtmasse des Kraftfahrzeuges ist, a_y die seitliche Beschleunigung darstellt und h für die Höhe des Schwerpunkts steht. Es ist zu beachten, daß die Gesamtveränderung (für die beiden Räder auf jeder Seite) zwischen Rädern an der Innenseite der Kurve und Rädern an der Außenseite der Kurve gegeben ist durch:

$$\Delta F_i = \Delta F_e = M \cdot a_y \cdot h/L$$

wobei L die Spur des Fahrzeuges darstellt.

Unter Bezugnahme auf die Fig. 5 ist das Kippmoment gegeben durch:

$$MB = M \cdot a_x \cdot h$$

wobei M die Gesamtmasse des Kraftfahrzeuges darstellt, a_x die Beschleunigung in Längsrichtung bezeichnet und h die Höhe des Schwerpunkts angibt. Die Gesamtveränderung (für die beiden Räder einer jeden Achse) zwischen den Vorder- und Hinterrädern ist gegeben durch:

$$\Delta F_a = \Delta F_p = M \cdot a_x \cdot h/L$$

wobei L der Radstand des Fahrzeuges ist.

Nach Erfassung der Höhe der Karosserie und der seitlichen und längsgerichteten Beschleunigungen mittels (nicht dargestellten) Beschleunigungsmeßsensoren, ist daher die elektronische zentrale Steuereinheit ECU zu jedem Zeitpunkt in der Lage, die Größe der Kraft, die zwischen der Karosserie und dem Rad über den hydraulischen Überträger 1 ausgetauscht werden muß, zu bestimmen, wodurch sie entsprechend die Position des Hebeldrehpunktes 9 mittels des Magnetventils 12 regelt.

Im Fahrzeugbereich erfordert die aktive Komponente der Aufhängung offensichtlich einen hydraulischen Überträger 1 und eine Kraftgeneratoreinheit 3 für jede der vier Einzelaufhängungen, wohingegen es ausreicht, eine einzelne hydraulische Versorgungseinheit 18 bereitzustellen, die von einem Elektromotor oder einer Pumpe angetrieben wird, welche auf der Antriebswelle des Verbrennungsmotors des Fahrzeuges befestigt ist, und eine elektronische zentrale Steuereinheit ECU, die über Schnittstellen an die nachstehend aufgeführten Sensoren angeschlossen ist:

- vier Sensoren 19 zur Erfassung der Höhe der Karosserie,
- einen (möglicherweise zwei) Sensoren zur Erfassung der Seitwärtsbeschleunigung,
- einen Sensor zur Erfassung der längsgerichteten Beschleunigung,
- einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor,
- einen Sensor zur Erfassung des Einschlagwinkels des Lenkrades,
- einen Sensor zur Erfassung der Position des Gaspedals,
- einen Sensor zur Erfassung der Position des Bremspedals.

Die (nicht dargestellten) letztgenannten drei Sensoren sind nicht absolut erforderlich, aber sie haben die Funktion, die von den Beschleunigungsmeßsensoren eingehenden Informationen vorauszubestimmen und auf diese Weise die Reaktionsgeschwindigkeit der zentralen Steuereinheit ECU zu verbessern, die die aktive Komponente der Aufhängung steuert. Die Verwendung von zwei Sensoren zur Erfassung der Seitwärtsbeschleunigung dient zur Erhöhung der Zuverlässigkeit des Systems.

Für die Zwecke eines einfachen Aufbaus, eines einfachen Einbaus und einer Normung zur Anwendung des erfindungsgemäßen Systems in verschiedenen Fahrzeugmodellen, können die beiden Kraftgeneratoreinheiten 3 für die Aufhängungen derselben Achse (Vorder- und Hinterachse) in einem einzigen Behälter untergebracht werden.

Dadurch läßt sich die Anzahl hydraulischer Schläuche 20, die die Kraftgeneratoreinheiten 3 mit der hydraulischen Versorgungseinheit 18 verbinden, die im Motorbereich des Fahrzeuges untergebracht ist, sowie die der elektronischen Kabel an die zentrale Steuereinheit ECU verringern.

Aus dieser Sicht umfaßt das System vier Standardelemente: eine hydraulische Versorgungseinheit 18, zwei Kraftgeneratoreinheiten 3 und eine zentrale elektronische Steuereinheit ECU. Die vier hydraulischen Überträger 1 sind andererseits für jedes Fahrzeug individuell auszubilden, da ihre Geometrie und Befestigungsanordnungen von den tatsächlichen Merkmalen der Aufhängung der Fahrzeuge abhängen.

Bei einer Systemkonfiguration wie dargestellt ist die zentrale elektronische Steuereinheit in der Lage, durch geeignete Steuerstrategien folgendes zu gewährleisten:

- Beibehaltung einer Soll-Höhe der Karosserie oder des Chassis unabhängig von den Schwankungen des Zuladungsgewichts und von aerodynamischen Effekten,
- Außerkraftsetzung der durch längsgerichtete Beschleunigungen verursachten Kippbewegungen der Fahrzeugkarosserie,
- Außerkraftsetzung des durch Seitwärtsbeschleunigungen verursachten Rollens der Karosserie,
- Regelung von Übersteuern/Untersteuern des Fahrzeuges bei Lastwechseln.

Die letztgenannte Funktion wird durch die dynamische Regelung der Aufteilung, zwischen Vorder- und Hinterachsen, des durch Seitwärtsbeschleunigung induzierten Moments sichergestellt, ausgedrückt durch die unter Bezugnahme auf Fig. 4 beschriebene mathematische Gleichung. Insbesondere gilt: je größer die Größe

des von der Vorderachse getragenen Moments, desto größer ist das Untersteuern des Fahrzeuges.

Die Strategien zur Steuerung lassen sich derart weiterentwickeln, daß sie, ebenso wie die obengenannten Funktionen, Veränderungen in der Steifigkeit und Dämpfung der gesamten Aufhängung zum Zwecke des Eingreifens in Funktion 1) mit der aktiven Komponente der Kraft ermöglichen; dies wird erhalten, indem die aktive Komponente der Kraft als Funktion der Bewegung der Aufhängung, wie sie durch den Höhensensor 19 erfaßt wird, geregelt wird.

Derartige Strategien zur Steuerung sind von der Art eines Regelkreises und im Stand der Technik sowie auf dem spezifischen Gebiet wohlbekannt. Aus diesen Gründen liegt die Auslegung einer elektronischen zentralen Steuereinheit ECU, die im typischen Fall von einem digitalen Mikroprozessor gesteuert wird, sowie ihre Programmierung gemäß den erwähnten Strategien, um die festgelegten Ergebnisse zu erhalten, im Ermessen des Durchschnittsfachmannes und werden daher nachstehend nicht weiter beschrieben.

Wie voranstehend angegeben, kann das hier beschriebene System in Verbindung mit Stoßdämpfern mit variablem Dämpfungsfaktor verwendet werden, die im Stand der Technik bekannt sind, um die Leistung des Aufhängungssystems gemäß vorliegender Erfindung zu erhöhen. Der Dämpfungsfaktor von Stoßdämpfern kann vorteilhafterweise durch dieselbe elektronische zentrale Steuereinheit ECU gesteuert werden, die zur Steuerung der Kraftgeneratoreinheit 3 vorgesehen ist. Des weiteren ermöglicht das erfindungsgemäße System eine Steuerung der Höhe der Karosserie bezüglich der Räder, durch automatische Einstellung dieser Höhe und/oder unter der Steuerung des Fahrers gemäß den Eigenschaften der Fahrbahnoberfläche oder Fahranforderungen.

Natürlich können bei gleichbleibendem erfinderischen Prinzip die Einzelheiten des Aufbaus und Ausführungsformen im Vergleich zu den beschriebenen und dargestellten Beispielen weitgehend verändert werden, ohne hierbei vom Schutzzumfang der vorliegenden Erfindung abzugehen.

Patentansprüche

1. Aufhängungssystem für ein Kraftfahrzeug mit einer Aufhängung der passiven Art, mit:

- einer elastischen Vorrichtung, die zwischen einem Rad und einer Karosserie oder einem Chassis des Fahrzeuges eingefügt ist,
- einer proportionalen Dämpfungsvorrichtung, die zwischen dem Rad und der Karosserie des Fahrzeuges eingefügt ist,
- wobei das Rad und die Karosserie so miteinander verbunden sind, daß eine Verschiebung des Rades bezüglich der Karosserie möglich ist, zumindest entlang einer im wesentlichen vertikalen Achse, bezüglich einer Straßenoberfläche, auf der sich das Fahrzeug befindet,

dadurch gekennzeichnet, daß es des weiteren folgendes aufweist:

- eine hydraulische Übertragervorrichtung (1), die zwischen der passiven Aufhängung und dem Körper eingefügt ist und betrieben werden kann, um eine Verschiebung des Rades bezüglich der Karosserie entlang der im wesentlichen vertikalen Achse in eine Übertra-

gung von Flüssigkeit, die in der hydraulischen Übertragervorrichtung (1) enthalten ist, umzuwandeln,

— hydraulische Kraftgeneratorvorrichtungen (3), die hydraulisch mit der hydraulischen Übertragervorrichtung (1) verbunden sind und betrieben werden können, um die Übertragung der Flüssigkeit zwischen der hydraulischen Übertragervorrichtung (1) und den Kraftgeneratorvorrichtungen (3) zu ermöglichen, wobei eine Widerstandskraft derart entgegengesetzt wird, daß die hydraulische Übertragervorrichtung (1) wenigstens einen Teil der Kraft trägt, die durch die passive Aufhängung zwischen dem Rad und der Karosserie ausgetauscht wird,

— die hydraulische Kraftgeneratorvorrichtungen (3) derart konfiguriert sind, daß eine Änderung der Widerstandskraft und folglich eine Änderung des Teils der zwischen dem Rad und der Karosserie ausgetauschten Kraft, der von der hydraulischen Übertragervorrichtung (1) getragen wird, ermöglicht wird,

— eine Sensorvorrichtung (19), die so betrieben werden kann, daß sie wenigstens eine physikalischen Größe bezüglich des Betriebs der Aufhängung erfaßt; und

— eine Prozessorvorrichtung (ECU), die im Betrieb so mit der Sensorvorrichtung (19) verbunden ist und derart betreibbar ist, daß sie die hydraulischen Kraftgeneratorvorrichtungen (3) derart steuert, daß die Widerstandskraft zum Zwecke der Steuerung der wenigstens einen physikalischen Größe auf einen vorbestimmten Wert verändert wird.

2. System nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die hydraulischen Kraftgeneratorvorrichtungen (3) die Widerstandskraft mittels einer im wesentlichen konstanten Kraft (17), die an einen Hebel (8) angelegt ist, ausüben und so betreibbar sind, daß sie die Widerstandskraft durch Änderung der Länge des Hebels (8) variieren.

3. System nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet,

daß die hydraulischen Kraftgeneratorvorrichtungen (3) eine hydraulische Vorrichtung (4, 5) aufweisen, die hydraulisch mit der hydraulischen Übertragervorrichtung (1) verbunden ist, die betrieben werden kann, um die Widerstandskraft auszuüben, wobei die Widerstandskraft von einer elastischen Vorrichtung (17) erzeugt wird, die eine im wesentlichen konstante Kraft ausübt, die über den Hebel (8) mit variierbarer Länge auf die hydraulische Vorrichtung (4, 5) wirkt.

4. System nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet,

daß die hydraulische Vorrichtung ein mit der Flüssigkeit gefüllter hydraulischer Zylinder (4) ist, der mit der hydraulischen Übertragervorrichtung (1) verbunden ist und einen Kolben (5) aufweist, und daß die elastische Vorrichtung (17), die eine im wesentlichen konstante Kraft ausübt, den Kolben (5) über den Hebel (8) mit variierbarer Länge derart bewegt, daß er einen variierbaren Druck auf die im Zylinder (4) enthaltene Flüssigkeit ausübt.

5. System nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet,

daß der Hebel mit variierbarer Länge ein lineares

- Element (8) umfaßt, das an einem Ende (7) mit dem Kolben (5) verbunden ist und am anderen Ende einen Hebeldrehpunkt (9) aufweist, der entlang einer Führung (21) bewegbar ist und in einer Richtung im wesentlichen parallel zur Hauptachse des linearen Elementes (8) verschiebbar ist, und daß die elastische Vorrichtung (17) die im wesentlichen konstante Kraft auf das lineare Element (8) in einer Richtung im wesentlichen senkrecht zur Hauptachse des linearen Elementes (8) und an einem Punkt des linearen Elementes (8) ausübt, der in Abhängigkeit von seiner Verschiebung derart variierbar ist, daß die Länge des Hebelarmes des Hebels mit variierbarer Länge verändert wird und somit auch die auf den Kolben (5) wirkende Kraft.
6. System nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die elastische Vorrichtung ein Stapel Federn (17) des vorgespannten Belleville-Typs ist.
7. System nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß die elastische Vorrichtung (17) die im wesentlichen konstante Kraft über ein Lastelement (14) länglicher Form, das über eine Kopplung (16) mit der elastischen Vorrichtung (17) verbunden ist, auf das lineare Element (8) ausübt, wobei das Lastelement (14) ein erstes, schwenkbar gelagertes Ende (15) und ein zweites Ende aufweist und in der im wesentlichen senkrechten Richtung bewegbar ist und ein Schiebeelement (13) trägt, welches auf dem linearen Element (8) aufliegt und betreibbar ist, um die von der elastischen Vorrichtung (17) an einem variierbaren Punkt des linearen Elementes (8) ausgeübte Kraft zu übertragen.
8. System nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Führung (21) eine lineare Führung ist.
9. System nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß es ein hydraulisches Stellglied (10) aufweist, welches zum Verschieben des Hebeldrehpunktes (9) betrieben werden kann.
10. System nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das hydraulische Stellglied von einer hydraulischen Versorgungseinheit (18), die wenigstens eine Pumpe umfaßt, über einen Hydraulikkreis (20), der mit mindestens einem Magnetventil (12) versehen ist, das von der Prozessorvorrichtung (ECU) gesteuert wird, gespeist wird.
11. System nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß das hydraulische Stellglied (10) ein doppelt-wirkendes hydraulisches Stellglied ist.
12. System nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, daß die hydraulische Übertragervorrichtung (1) einen mit der Flüssigkeit gefüllten und mit einem Kolben versehenen hydraulischen Zylinder umfaßt.
13. System nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Flüssigkeit Öl ist.
14. System nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die hydraulische Übertragervorrichtung (1) und der hydraulische Zylinder (4) über einen flexiblen Schlauch (2) miteinander verbunden sind.
15. System nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß dieselben Kraftgeneratorvorrichtungen in einem abgedichteten Behälter (3) untergebracht und gelagert sind.
16. System nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß die hydraulische Übertragervorrichtung (1) mit einem Arm der passiven Aufhängung anstelle einer Stabilisierungsstange verbunden ist.
17. System nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Sensorvorrichtung wenigstens einen Sensor (19) aufweist, um die Höhe der Karosserie bezüglich des Rades zu erfassen, und die gesteuerte physikalische Größe diese relative Höhe ist.
18. System nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß der vorbestimmte Wert ein fester Wert ist.
19. System nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß der vorbestimmte Wert ein variierbarer Wert ist.
20. System nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß der vorbestimmte Wert vom Benutzer des Fahrzeuges eingestellt wird.
21. System nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Sensorvorrichtung des weiteren Sensoren aufweist, die aus folgender Gruppe ausgewählt sind:
- Sensor zur Erfassung der Seitwärtsbeschleunigung,
 - Sensor zur Erfassung der Beschleunigung in Längsrichtung,
 - Sensor zur Erfassung des Einschlagwinkels des Lenkrades,
 - Sensor zur Erfassung der Position des Gaspedals,
 - Sensor zur Erfassung der Position des Bremspedals,
 - Sensor zur Erfassung der Fahrzeuggeschwindigkeit.
22. System nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß die wenigstens eine physikalische Größe die Kraft umfaßt, die zwischen dem Rad und der Karosserie ausgetauscht wird.
23. System nach Anspruch 22, dadurch gekennzeichnet, daß die Prozessorvorrichtung (ECU) derart konfiguriert ist, daß die unruhigen Bewegungen der Karosserie bis auf das Minimum verringert werden.
24. System nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß die Prozessorvorrichtung (ECU) derart konfiguriert ist, daß die Lastübertragung zwischen den Vorderrädern und den Hinterrädern des Fahrzeuges gesteuert wird, um Kippbewegungen der Karosserie bei Bewegung des Fahrzeuges entgegenzuwirken.
25. System nach Anspruch 23 oder 24, dadurch gekennzeichnet, daß die Prozessorvorrichtung (ECU) derart konfiguriert ist, daß die Übertragung von Last zwischen den linken und rechten Rädern des Fahrzeuges und umgekehrt so gesteuert wird, daß Rolleffekten bei Bewegung des Fahrzeuges entgegengewirkt wird.
26. System nach einem der Ansprüche 23 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß die Prozessorvorrichtung (ECU) derart konfiguriert ist, daß sie die Übertragung von Last zwischen den rechten und linken Rädern des Fahrzeuges und umgekehrt derart steuert, daß während der Bewegung des Fahrzeuges in einer Kurve Übersteuer- und Untersteuerereffekten entgegengewirkt wird.
27. System nach einem der Ansprüche 23 bis 26, dadurch gekennzeichnet, daß die Prozessorvorrichtung (ECU) derart konfiguriert ist, daß sie die Steifigkeit und Dämpfung des Aufhängungssystems steuert.
28. System nach Anspruch 27, dadurch gekennzeichnet, daß die passive Aufhängung eine propor-

tionale Dämpfungsvorrichtung mit variierbarem Dämpfungsfaktor umfaßt.

29. System nach Anspruch 28, dadurch gekennzeichnet, daß die Dämpfungsvorrichtung mit einem variierbaren Dämpfungsfaktor hydraulische Stoßdämpfer mit variierbarem Dämpfungsfaktor sind. 5

30. System nach Anspruch 29, dadurch gekennzeichnet, daß die Prozessorvorrichtung (ECU) derart konfiguriert und im Betrieb mit den hydraulischen Stoßdämpfern verbunden ist, daß sie den variierbaren Dämpfungsfaktor der hydraulischen Stoßdämpfer steuert. 10

31. System nach Anspruch 30, dadurch gekennzeichnet, daß die Prozessorvorrichtung eine zentrale elektronische Steuereinheit (ECU) mit mindestens einem Mikroprozessor umfaßt. 15

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

FIG. 1 *

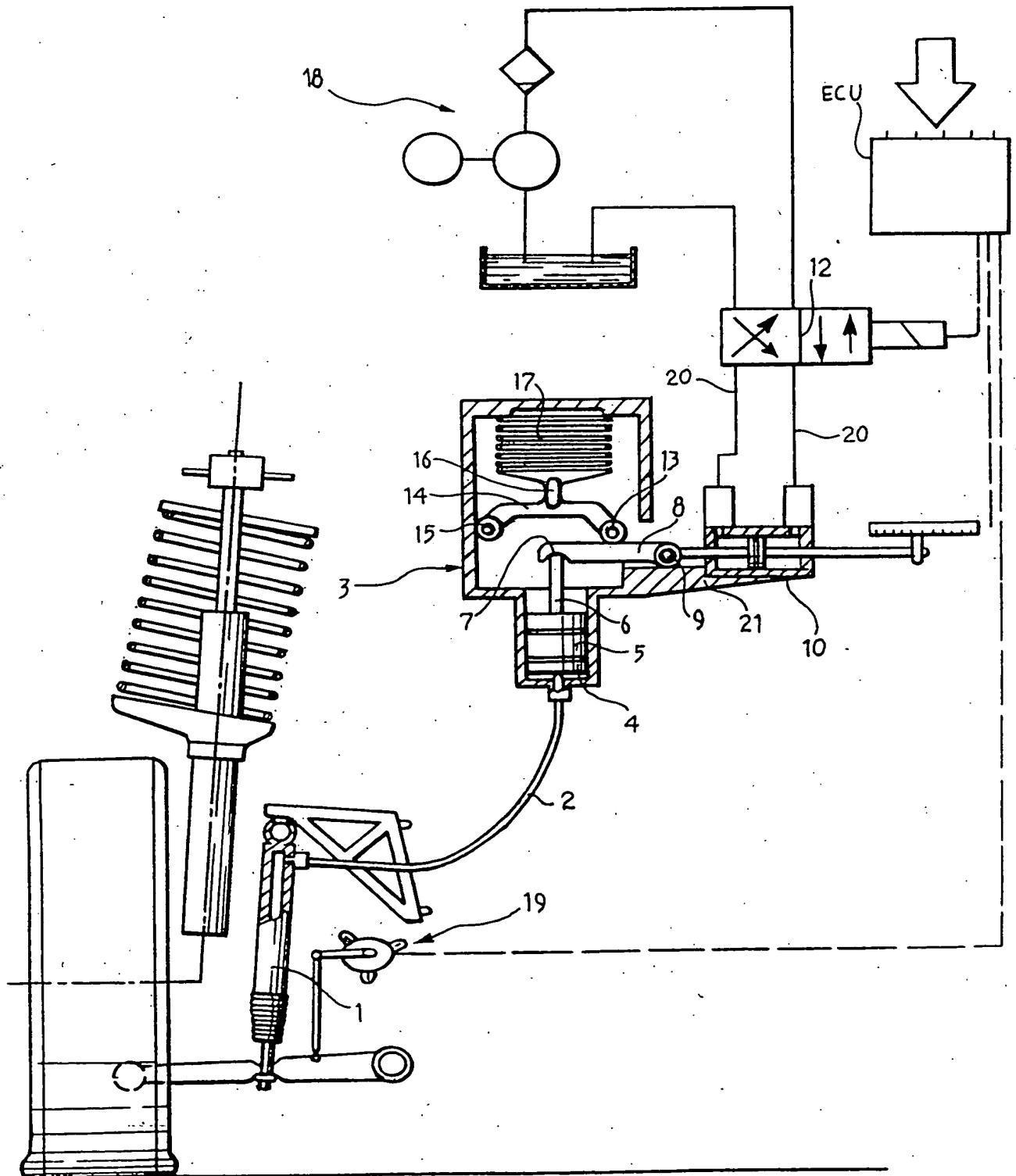


FIG. 2

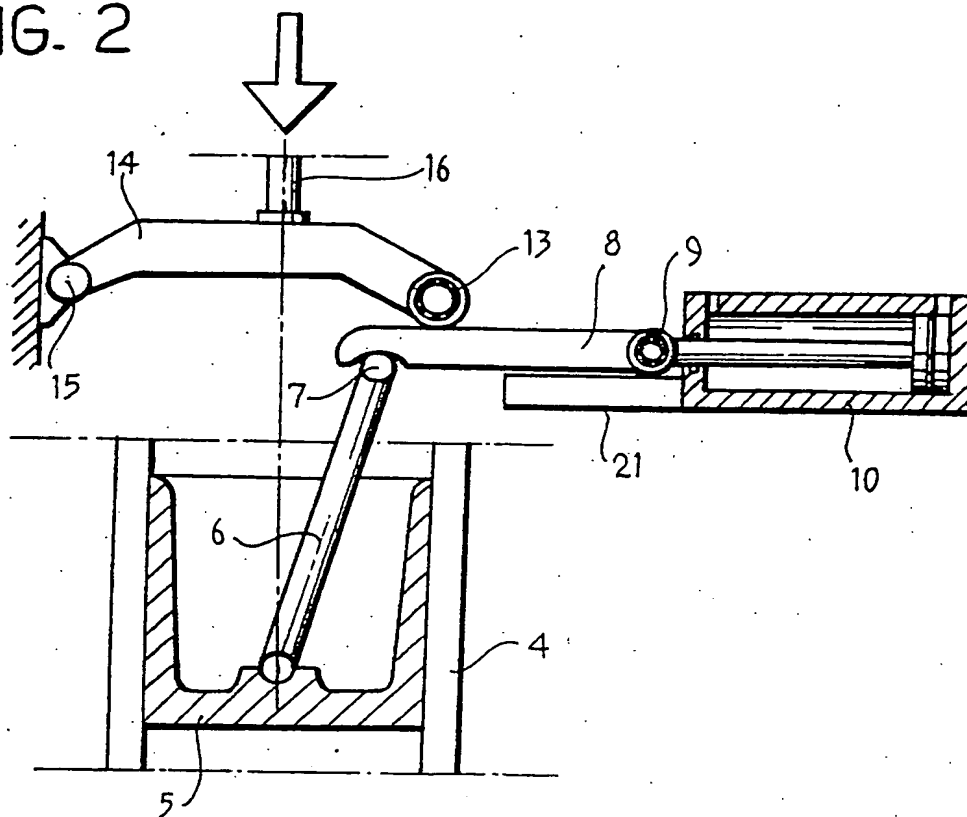


FIG. 3

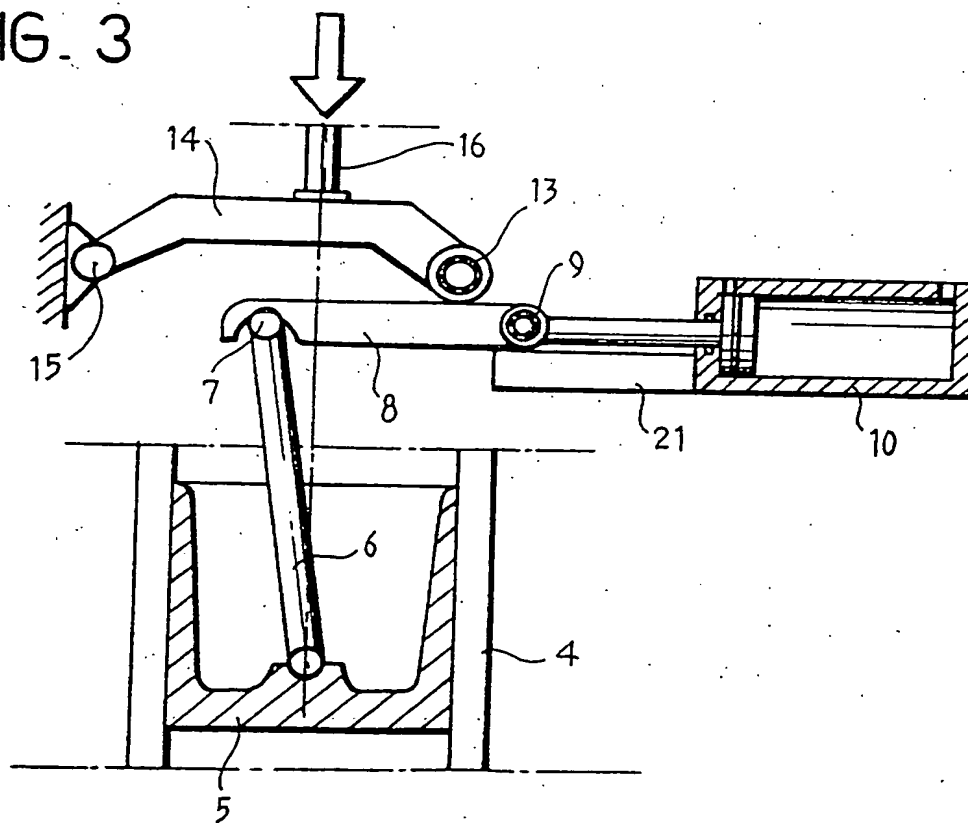


FIG. 4

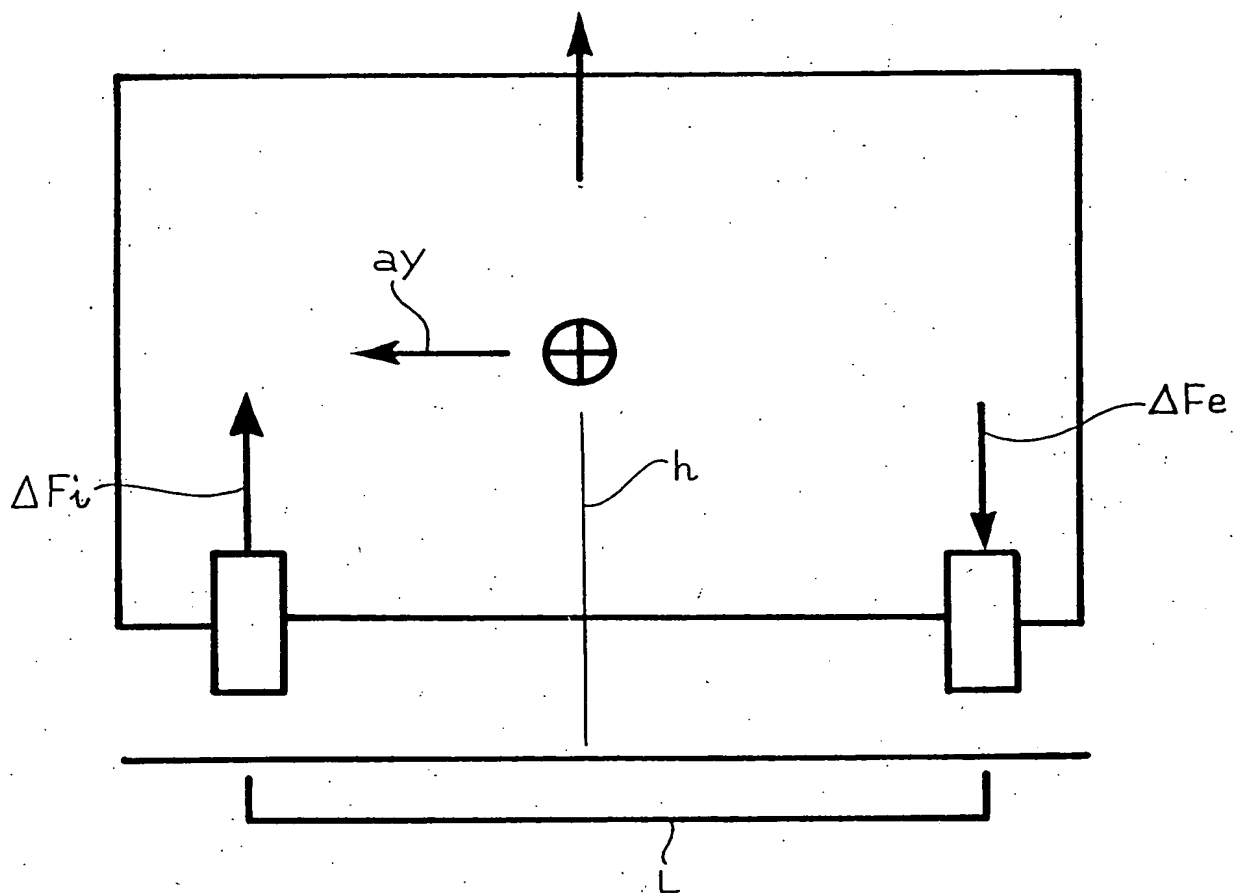


FIG. 5

